

51

①⑨ BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

DEUTSCHES PATENTAMT



Auslegeschrift 27 16 997

Aktenzeichen: P 27 16 997.7-16

Anmeldetag: 18. 4. 77

Offenlegungstag: 27. 10. 77

Bekanntmachungstag: 29. 3. 79

Verdacht 2.5.80

⑪

21

22

43

44

(30)

Unionspriorität:

③② ③③ ③①

19. 4. 76 V.St.v.Amerika 678266

= DE-64 7712009 N

(54)

Bezeichnung: Ringkühler

71

Anmelder: International Harvester Co., Chicago, Ill. (V.St.A.)

74

Vertreter: Zoepke, H., Dipl.-Ing.; Zoepke, C.O., Dipl.-Ing.; Pat.-Anwälte,
8000 München

72

Erfinder: Vidakovic, Aleksandar, Libertyville; Urman, Stanley, Waukegan;
Rudny, Donald F., Mundelein, Ill. (V.St.A.)



Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht gezogene Druckschriften:
DE-OS 24 42 174 ✓

[illegible]

20 APR. 1979

DE 27 16 997 B 2

Patentansprüche:

1. Vom Luftstrom eines Axiallüfterrades durchströmter Ringkühler mit Wärmeaustauschflächen bildenden, am Umfang angeordneten Kernelementen für die zirkulierende Aufnahme der Kühlflüssigkeit und mit einem in den Nabenbereich des hydrostatisch antreibbaren Lüfterrades konisch zulaufenden Luftleitkörper, der an seinem konisch erweiterten Ende radial nach außen in eine kreisringförmige Rückwand übergeht, die mit dem dem Lüfterrad entgegengesetzten Ende der Kernelemente verbunden ist, dadurch gekennzeichnet, daß sich der Luftleitkörper (62) über die gesamte axiale Länge des Ringkühlers (16) erstreckt, der das Lüfterrad (82) antreibende hydraulische Motor (74) im Innern des Luftleitkörpers (62) angeflanscht ist und sein Druckmittelzulauf in Abhängigkeit von der Temperatur der Kühlflüssigkeit beim Durchgang durch das zu kühlende, Hitze erzeugende Aggregat steuerbar ist.

2. Ringkühler nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Luftleitkörper (62) im Nabenbereich des Lüfterrades (82) mit einer mittleren Durchtrittsbohrung (72) für die Lüfterradwelle aufweisenden Befestigungsplatte (66) für den hydraulischen Motor (74) abgedeckt ist.

3. Ringkühler nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Konizität des Luftleitkörpers (62) entlang der Achse des Ringkühlers (16) unterschiedlich ist.

4. Ringkühler nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß für das Druckmittel zur Beaufschlagung des hydraulischen Motors (74) eine eigene Druckmittelquelle (120) vorgesehen ist.

5. Ringkühler nach den Ansprüchen 1 und 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Druckmittelzulauf für den hydraulischen Motor (74) mittels eines ein Temperatur-Meßsystem enthaltenden Schieberventils (104) steuerbar ist.

6. Ringkühler nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß unterhalb einer bestimmten Temperatur der Kühlflüssigkeit im Hitze erzeugenden Aggregat das Schieberventil (104) in seiner Schließstellung verbleibt, wodurch hydraulischer Motor (74) und Lüfterrad (82) stillstehen.

7. Ringkühler nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Druckmittelzulauf für den hydraulischen Motor (74) proportional zum Temperaturanstieg der Kühlflüssigkeit oberhalb der vorbestimmten Temperatur ist.

8. Ringkühler nach den vorhergehenden Ansprüchen, gekennzeichnet durch die Anwendung in einer Brennkraftmaschine, bei der die den Wasserkühlmantel (92) verlassende Kühlflüssigkeit dem Temperaturmeßsystem des Schiebers zugeführt wird.

nicht in axialer Richtung, sondern unter Umlenkung der Gebläseluft an der Außenfläche des Luftleitkörpers in radialer Richtung erfolgt. Dadurch, daß jedoch bei der bekannten Bauart eines Ringkühlers das Lüfterrad einen im Vergleich zum Durchmesser des Ringkühlers kleinen Außendurchmesser aufweist, und die vordersten Kühlelemente über die mittlere Lüfterradenebene nach vorn vorstehen, ist eine gleichmäßige Durchströmung aller Kernelemente mit Kühlluft, insbesondere der unmittelbar hinter der Lüfterradenebene angeordneten Kernelemente nicht mit Sicherheit gewährleistet.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen Ringkühler zu schaffen, der bei besonders rationellem Energieeinsatz eine gleichmäßige Durchströmung über die gesamte Länge des Ringkühlers gewährleistet, und bei dem der hydrostatische Antrieb platzsparend untergebracht und schallabschirmend gekapselt ist.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß sich der Luftleitkörper unter die gesamte Länge des Ringkühlers erstreckt, der das Lüfterrad antreibende hydraulische Motor im Innern des Luftleitkörpers angeflanscht ist und sein Druckmittelzulauf in Abhängigkeit von der Temperatur der Kühlflüssigkeit beim Durchgang durch das zu kühlende, Hitze erzeugende Aggregat steuerbar ist.

Dadurch, daß sich der Luftleitkörper über die gesamte axiale Länge des Ringkühlers erstreckt, ergibt sich eine gleichmäßig verteilte Durchströmung der Kernelemente über die gesamte axiale Länge des Ringkühlers, wobei durch Änderung der Konizität des Luftleitkörpers entlang der Achse des Ringkühlers in einem gewissen Maße Einfluß auf die Verteilung der abströmenden Kühlluft ausgeübt werden kann.

Dadurch, daß der das Lüfterrad antreibende hydraulische Motor im Innern des Luftleitkörpers angeflanscht ist, wird der dort verlorengehende Raum optimal ausgenutzt, ohne daß die Lüfterradwelle, die bei bisher bekanntem Antrieb direkt oder über eine Gelenkwellenverbindung mit der Ausgangswelle der Brennkraftmaschine in Verbindung steht, an der Rückseite des Ringkühlers vorsteht, was einen unmittelbaren Anbau des Ringkühlers an der Stirnseite der Brennkraftmaschine beeinträchtigen würde.

Ringkühler bisher üblicher Bauart besitzen keine strömungsverbessernden Luftleitkörper. Bei ihnen wird das Lüfterrad von der Antriebswelle der Brennkraftmaschine in Umlauf gesetzt. Lediglich Drehzahländerungen der Antriebswelle der Brennkraftmaschine wirken sich auf eine Änderung der Umlaufgeschwindigkeit des Lüfterrades aus. Zwar ist es bei Flachkühlern mit kreis- oder kreisringförmigem Kühlerquerschnitt bekannt, das Lüfterrad von einem hydraulischen Motor anzutreiben, der in Abhängigkeit von der Temperatur der die Brennkraftmaschine durchströmenden Kühlflüssigkeit betrieben wird. Der hydraulische Motor ist hierbei jedoch so ungünstig hinter dem Flachkühler angeordnet, daß er dem durchtretenden Kühlluftstrom ausgesetzt ist. Er ist außerdem bei bekannten Ringkühlern in den Druckmittelkreislauf für die übrigen hydraulischen Verbraucher einbezogen, so daß er dann nicht genügend Druckflüssigkeit zum Antrieb des Lüfterrades zugeführt erhält, wenn von vorrangigen hydraulischen Verbrauchern unter Lastbetrieb zusätzliches Druckmittel angefordert wird. Eine ausreichende Kühlung der Kühlflüssigkeit für die Brennkraftmaschine und gegebenenfalls für weitere Verbraucher ist dann nicht mehr gewährleistet.

Durch die Steuerung des Druckmittelzulaufes für den

Die Erfindung bezieht sich auf einen Ringkühler mit den im Oberbegriff des Anspruches 1 angegebenen Merkmalen.

Ein Ringkühler dieser Art ist aus der DE-OS 24 42 174 bekannt. Es werden hierdurch die bekannten Vorzüge eines Axialgebläses mit dem Vorteil einer in axialer Richtung platzsparenden Bauweise vereinigt, wobei im Gegensatz zu reinen Axialgebläsen die Abströmung an der Druckseite des Gebläses bei Drucklüfterbetrieb

hydraulischen Motor in Abhängigkeit von der Temperatur der Kühlflüssigkeit beim Durchgang durch das zu kühlende, Hitze erzeugende Aggregat läßt sich Lüfterradgeschwindigkeit und damit Kühlerleistung je nach Kühlbedarf des zu kühlenden Aggregats mehr oder weniger auf den dort stattfindenden Wärmeübergang auf die Kühlflüssigkeit anpassen. Wenn diese Steuerung so gewählt ist, daß unterhalb einer bestimmten Temperatur der Druckmittelzulauf gesperrt bleibt, wird auch das Lüfterrad nicht in Umlauf gesetzt, und es entfällt der Kühlbetrieb so lange, wie eine bestimmte optimale Betriebstemperatur noch nicht erreicht ist. Da dann der hydraulische Motor keine Leistung benötigt, steht die von der Brennkraftmaschine gelieferte Leistung anderweitig zur Verfügung, oder aber es können Brennstoffkosten eingespart werden.

Die Anordnung des hydraulischen Motors im Innern des Luftleitkörpers hat den wesentlichen Vorteil einer die Geräusche abschirmenden Kapselung, so daß zusätzliche schallabsorbierende Auskleidungen im Gehäuse-Innern des Ringkühler entfallen können.

Ein in der Beschreibung näher erläutertes Ausführungsbeispiel des Ringkühlers nach der Erfindung für den Einbau in ein Kraftfahrzeug ist in den Zeichnungen wiedergegeben. Es zeigt

Fig. 1 eine schematische Seitenansicht eines Teils eines Fahrzeugs mit dem gestrichelt angedeuteten Ringkühler vor dem nicht näher dargestellten Brennkraftmaschinenraum;

Fig. 2 eine Frontansicht auf den Ringkühler;

Fig. 3 einen Querschnitt durch den Ringkühler entsprechend der Linie 3-3 in Fig. 2;

Fig. 4 eine schematische Darstellung des Druckmittelkreislaufes und der Kühlflüssigkeitskreisläufe.

Fig. 1 zeigt den Brennkraftmaschinenteil eines Fahrzeugs 10, beispielsweise eines Erdbewegungsfahrzeugs, an dessen Rahmen 12 das Radpaar 14 gelagert ist. Ein Ringkühler 16 ist in Fig. 1 gestrichelt angedeutet.

Der in Fig. 3 im Querschnitt wiedergegebene Ringkühler mit seinen Wärmeaustauschflächen 20 ist als Mehr-Kammersystem ausgebildet, welches es erlaubt, mehrere Flüssigkeitskreisläufe gleichzeitig zu kühlen. So gelangt beispielsweise das Kühlmittel für die Brennkraftmaschine, also Wasser und Frostschutzmittel, über einen Einlaß 22 in einen vorgeschalteten Einlaßtank 42, von wo es sich auf Kernelemente 24 der Wärmeaustauschflächen verteilt.

Diese Kernelemente 24 bilden eine Mehrzahl von Flüssigkeitskanälen, die mit ihrem einen Ende mit der Einlaßkammer oder mit dem vorgeschalteten Einlaßtank 42 und mit ihrem anderen Ende mit einer Auslaßkammer oder einem Auslaßtank 44 am Boden des Ringkühlers verbunden sind, so daß über diese Kernelemente eine Flüssigkeitsverbindung zwischen dem Einlaßtank 42 und dem Auslaßtank 44 besteht. Um die so zirkulierende Kühlflüssigkeit weitgehend zu kühlen und eine möglichst große Wärmeaustauschfläche zu erzielen, sind die Kernelemente 24 auf Abstand zueinander angeordnet, durch die Kühlluft hindurchtreten kann. Die Kühlflüssigkeit verläßt den Ringkühler, dessen Kernelemente etwa 75% der Kühlerstruktur ausmachen, über einen Auslaß 26.

Zur Kühlung der Hydraulikflüssigkeit für die hydraulisch betätigbaren Arbeitsgerätschaften oder für andere Verbraucher des Fahrzeugs dient ein zweiter Ringabschnitt 34 des Ringkühlers, in den die zu kühlende Hydraulikflüssigkeit über einen Einlaß 36 gelangt. Über einen durch in Fig. 3 gestrichelt wiedergegebene obere

und untere Trennwände 52 und 54 abgeteilten Teil des Einlaßtanks 42 und des Auslaßtanks 44 strömt diese Flüssigkeit zu einem Auslaß 40.

In entsprechender Weise kann der Ringkühler auch weiter unterteilt sein, um weitere Flüssigkeitskreisläufe gleichzeitig zu kühlen. Dabei ist der Querschnitt der Kernelemente nicht auf den in Fig. 3 wiedergegebenen rechteckförmigen Querschnitt beschränkt. Vielmehr können die Kernelemente 24 auch einen quadratischen, polygonalen, bogenförmigen, kreisförmigen, elliptischen oder sonstwie geformten Querschnitt aufweisen.

Der Kühlerkern wird getragen von einer Frontwand 56 und von einer rückwärtigen Wand 60. Die Frontwand 56 ist kreisringförmig ausgebildet und dient der Befestigung einer Lüfterverkleidung 64. Die rückwärtige Wand 60 ist ebenfalls kreisringförmig ausgebildet und ist durch Verschweißen oder Verschrauben mit einem kegelstumpfförmig ausgebildeten Luftleitkörper 62 verbunden, der gleichzeitig als Befestigungsflansch für den Antriebsmotor des Lüfterrades dient. Hierzu ist der vordere abgestumpfte Teil des Luftleitkörpers mit einer Befestigungsplatte 66 abgeschlossen, die mit Befestigungslöchern 70 und einer mittleren Bohrung 72 für den Durchtritt der Lüfterradwelle versehen ist. An der Innenseite dieser Befestigungsplatte 66 ist, wie Fig. 3 zeigt, mittels Bolzen 80 der als hydraulische Motor 74 ausgebildete Antriebsmotor befestigt, über dessen Ausgangswelle 76 das Lüfterrad 82 angetrieben wird. Über Einlaß und Auslaßleitungen 84 und 86 wird dieser hydraulische Motor mit Druckmittel versorgt.

Die Frontansicht in Fig. 2 zeigt den Ringkühler 16 deutlich mit seiner Frontwand 56 und der daran befestigten Lüfterverkleidung 64, mit dem Lüfterrad 82, dem Luftleitkörper 62, sowie dem Einlaß 36 und dem Auslaß 50 des zweiten Ringabschnittes 34. Mittels der in Fig. 2 wiedergegebenen Befestigungsflansche 84 läßt sich der Ringkühler 16 mit dem Fahrzeug verbinden.

Fig. 4 zeigt den Arbeitskreislauf des Ringkühlers. Hierbei ist der Ringkühler 16 mit der Brennkraftmaschine 86 über eine Zulaufleitung 90 verbunden, die einerseits an den Auslaß 26 des Kühlers und andererseits über einen Einlaß 94 der Brennkraftmaschine an deren Wasserkühlmantel 92 angeschlossen ist. In diese Zulaufleitung 90 zwischengeschaltet ist ein kleiner Wärmeaustauscher 96 für zu kühlende Flüssigkeit des Drehmomentwandlers und des Getriebes. Die durch die Brennkraftmaschine zirkulierende Kühlflüssigkeit wird dem Ringkühler an dessen Einlaß 22 über eine Leitung 100 zugeführt, die vom Auslaß 102 des Wasserkühlmantels 92 abgeht. Eine in der Zeichnung nicht näher dargestellte Wasserpumpe treibt die Kühlflüssigkeit durch die Brennkraftmaschine.

Um den Wärmeübergang zwischen Kühlflüssigkeit und der Brennkraftmaschine einerseits und dem Ringkühler andererseits zu regulieren, ist ein von der Kühlflüssigkeitstemperatur beim Durchgang durch die Brennkraftmaschine gesteuertes Schieberventil 104 üblicher Bauart vorgesehen. Dieses Ventil besteht aus einem Temperatur-Meßsystem und einem Durchflußbegrenzungs-system. Das Temperatur-Meßsystem erhält sein Steuersignal von der Kühlflüssigkeit beim Durchgang durch die Brennkraftmaschine. Solange dieses eine bestimmte Temperatur nicht übersteigt, bleibt das Ventil in seiner geschlossenen Schieberstellung. Sobald die Temperatur der Kühlflüssigkeit beim Durchgang durch die Brennkraftmaschine diesen Wert jedoch übersteigt, öffnet das Ventil und läßt eine dem Temperatur-Anstieg proportionale Durchflußmenge

von Druckflüssigkeit für den hydraulischen Motor 74 durch. Auf diese Weise treibt der hydraulische Motor das Lüfterrad 82 mit einer hohen Drehzahl an, wenn die Kühlflüssigkeit beim Durchgang durch die Brennkraftmaschine heiß geworden ist. Bei niedriger Temperatur der Kühlflüssigkeit wird dem hydraulischen Motor entsprechend gedrosselt Druckflüssigkeit zugeführt, so daß auch das Lüfterrad entsprechend langsamer angetrieben wird.

Zur Temperatur-Messung wird die vom Wasserkühlmantel 92 über eine Leitung 106 abgezweigte Kühlflüssigkeit verwendet, die nach Durchgang durch das Temperatur-Meßsystem des Ventils 106 sich über eine Leitung 110 mit der Kühlflüssigkeit vereinigt, die über die Leitung 100 zum Ringkühler führt.

Das Endglied des Kühlsystems wird von einem Ausgleichbehälter 112 gebildet, der sowohl als zusätzliches Reservoir als auch als Expansionstank dient.

Der kleine Wärmeaustauscher 96 ist mit einer Getriebeölquelle 114 und mit einer Quelle 116 für das Öl des Drehmomentwandlers verbunden und sorgt für einen Kühlmittelumlauf in diesen beiden Kreisläufen.

Wenn bei entsprechend hoher Kühlflüssigkeitstemperatur sich das Schieberventil 104 in seiner zum hydraulischen Motor 74 hin offenen Stellung befindet, gelangt Druckflüssigkeit aus einem Reservoir 122 über eine hydraulische Pumpe 120 und eine Leitung 118 zum hydraulischen Motor 74. Die hydraulische Pumpe 120 wird hierbei von der Brennkraftmaschine angetrieben. Der Rückfluß verläuft über eine Leitung 124 zum Reservoir 122.

Befindet sich dagegen das Schieberventil 104 in seiner in bezug auf den hydraulischen Motor 74 geschlossenen Stellung, wie sie in Fig. 4 wiedergegeben ist, so wird die Druckflüssigkeit wieder zurück zum Reservoir 122 geleitet. Ein in der Leitung 124 vorgesehenes Rückschlagventil 126 verhindert die Beaufschlagung des hydraulischen Motors durch zurückzirkulierendes Druckmittel auf dessen Auslaßseite.

Ein Druckbegrenzungsventil 128 schützt den hydraulischen Motor 74 vor Überdruck durch Nebenschluß der Pumpendruckseite mit dem Reservoir 122, falls der Pumpendruck den Einstelldruck des Druckbegrenzungsventils 128 übersteigt.

Mit dem Reservoir 122 ist auch die Leitung angeschlossen, über die mittels einer in der Zeichnung nicht dargestellten Pumpe Kühlflüssigkeit für weitere Verbraucher über den zweiten Ringabschnitt 34 des Ringkühlers in Umlauf gebracht werden kann.

Die Regulierung der Umlaufgeschwindigkeit des hydraulischen Motors durch das Schieberventil 104 erfolgt in der Weise, daß dem Motor gerade so viel Druckflüssigkeit zugeführt wird, wie Wärme im Ringkühler abgeleitet wird. Dies bedeutet vor allem, daß bei noch kalter Brennkraftmaschine das Lüfterrad überhaupt nicht angetrieben wird. Dadurch ist es möglich, daß sich in der Brennkraftmaschine die Wärme sehr schnell bis zu der normalen Betriebstemperatur entwickeln kann. Sobald sich die Wärme über diese Betriebstemperatur aufzubauen beginnt, treibt der hydraulische Motor auch in zunehmendem Maße das Lüfterrad an, jedoch nur so schnell, um die Kühlflüssigkeit in der Brennkraftmaschine wieder auf die optimale Betriebstemperatur zu bringen. Erreicht dagegen die Temperatur in der Kühlflüssigkeit einen bestimmten oberen Grenzwert, wird das Lüfterrad mit einer konstanten Umdrehungsgeschwindigkeit angetrieben.

Eine Temperaturmessung der Kühlflüssigkeit in der

Brennkraftmaschine ist insofern wünschenswert, als alle Brennkraftmaschinen nur in einem bestimmten Bereich bei optimaler Temperatur arbeiten. Bisher wurde diesem Umstand dadurch Rechnung getragen, daß ein im Motorblock eingebauter Thermostat verwendet wurde, um die Durchflußmenge vom Fahrzeugkühler zum Motorblock zu regulieren. Fällt die Temperatur der Kühlflüssigkeit in der Brennkraftmaschine unter einen vorbestimmten Wert, schaltet der hierauf ansprechende

Thermostat die Kühlflüssigkeitsströmung von der Brennkraftmaschine zum Kühler ab. Hierbei bleibt jedoch das den Kühler mit Kühlluft versorgende, von der Brennkraftmaschine angetriebene Lüfterrad ständig im Umlauf, was sich entsprechend auf die Leistung der Brennkraftmaschine auswirkt. Es könnte demnach diese für den Antrieb des Lüfterrades verlorengelende Leistung besser zum Antrieb des Fahrzeugs verwendet werden, insbesondere dann, wenn die Maschine noch kalt ist und keine Kühlung benötigt.

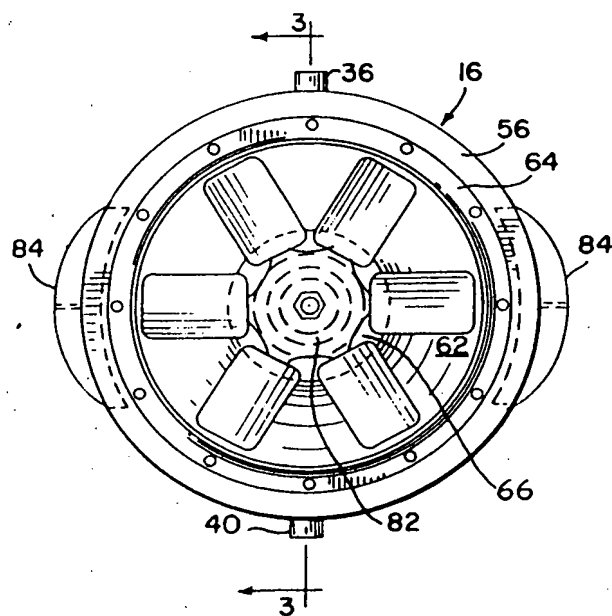
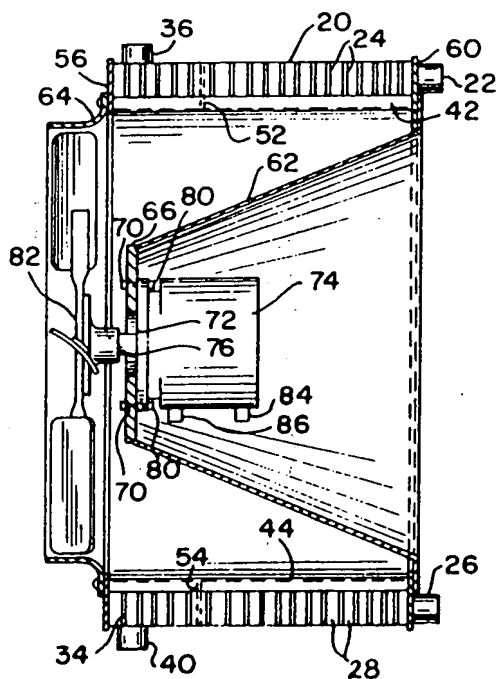
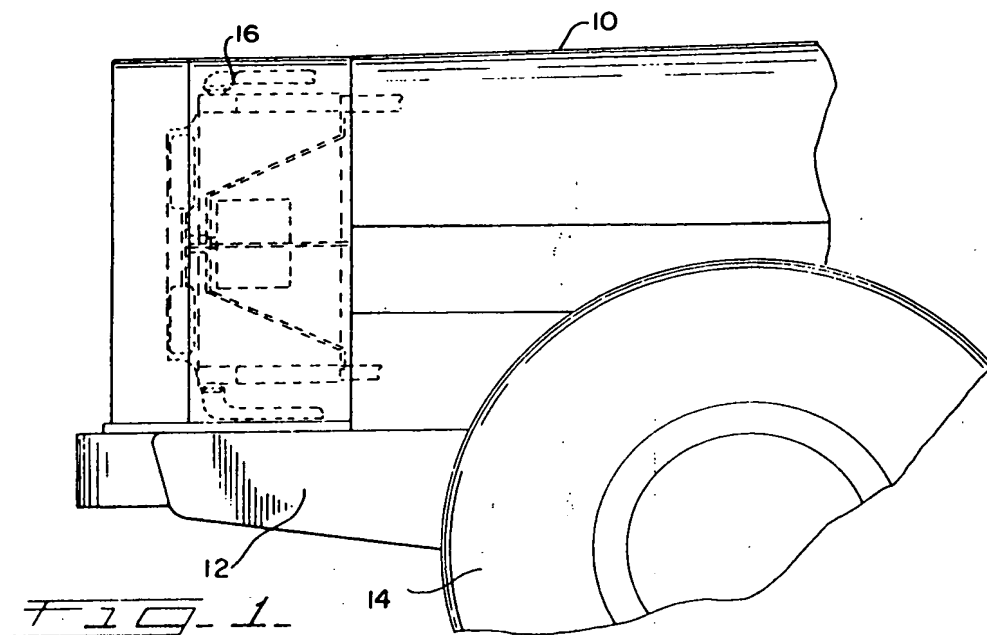
Die besondere Ausgestaltung des kegelstumpfförmigen Luftleitkörpers 62 bringt in zweifacher Hinsicht Vorteile mit sich. Es bietet sich hierdurch zunächst eine Geräusch abschirmende Befestigungsmöglichkeit für den hydraulischen Motor 74. Zum zweiten lenkt der Luftleitkörper 62 durch seine besondere Formgebung die Luft zwischen Lüfterrad 82 und Kernelementen 24 des Ringkühlers um, gleichgültig ob das Lüfterrad als Drucklüfter arbeitet und die Kühlluft in das Innere entlang der Oberfläche des Luftleitkörpers 62 in Richtung der Kernelemente drückt, oder ob es als Ansauglüfter arbeitet und die Kühlluft durch die Kernelemente nach innen ansaugt. In beiden Fällen bildet der Luftleitkörper 62 eine Leitfläche für die Kühlluft im Ringkühler und Lüfterrad.

Es hat sich gezeigt, daß ohne den in einem Ringkühler vorgesehenen Luftleitkörper nach der Erfindung es schwierig ist, eine gleichmäßige und ausgleichende Durchströmung über die volle Breite des Kühlerkerns zu erzielen. Mit dem in der erläuterten Weise eingebauten Luftleitkörper ist dies hingegen möglich. Falls sich die kegelstumpfförmige Ausbildung des Luftleitkörpers nicht für alle Bauarten von Lüfterrädern und Kühlerausgestaltungen eignen sollte, kann dem Luftleitkörper auch eine abgewandelte Form verliehen werden, beispielsweise dadurch, daß die Steigung zwischen den Schnittebenen des Kegelstumpfes geändert wird. Dies würde auch eine wirksame Verteilung der Luftströmung durch die Kernelemente mit sich bringen.

Auch kann der Luftleitkörper im Bereich seines abgestumpften Endes eine der Luftströmung ausgesetzte Anstellfläche oder eine abgerundete Form aufweisen.

Die Verwendung eines hydraulischen Motors hat wiederum den Vorteil, daß Kühler und Lüfterrad in einer für das äußere Aussehen des Fahrzeugs besonders günstigen Lage angeordnet werden können. In Abwandlung von der in Fig. 1 gezeigten Lage kann die Kühlvorrichtung auch vor oder auf oder unter dem Fahrzeug oder an dessen Seite gesetzt werden. Dadurch, daß der Kühler und der Antrieb des Lüfterrades von der Brennkraftmaschine räumlich getrennt angeordnet werden können, ist es auch möglich, eine wirksame Geräuschkapselung des Brennkraftmaschinenraumes vorzunehmen. Diese Vorteile eröffnen neue konstruktive Möglichkeiten bei der Anordnung der Wärmeaustauscher in Fahrzeugen der verschiedenen Bauarten.

Best Available Copy



Best Available Copy

Fig. 4-

